

Title	理論との挙動ずれの大きい機械要素を含む車両の多面的性能評価のための実験と解析
Author(s)	新宮, 義規
Citation	令和元（2019）年度学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書
Issue Date	2020-06
oaire:version	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/75988
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

2019年度大阪大学未来基金【住野勇財団】学部学生による自主研究奨励事業研究成果報告書

ふりがな氏名	しんぐう よしき 新宮 義規	学部 学科	工学部 応用理工学科	学年	2 年
ふりがな 共 同 研究者氏名	やました りゅうのすけ 山下 龍之介	学部 学科	工学部 応用理工学科	学年	2 年
	かわばた ともひろ 川畑 智裕		工学部 応用理工学科		2 年
					年
アドバイザー教員 氏名	いしはら ひさし 石原 尚	所属	工学研究科 知能・機能創成工学専攻		
研究課題名	理論との挙動ずれの大きい機械要素を含む車両の多面的性能評価のための実験と解析				
研究成果の概要	燃費と走行性能を両立するタイヤの空気圧を正確に予測する解析モデルを作成する				

1. 緒言

1.1 研究背景

自動車に求められる性能の一つに燃費がある。これは経済面だけでなく環境面への考慮もあり、近年では市販車だけでなく、モータースポーツなどでも重視されている。燃費は乗り方、車の状態で大きく変化し、その要因の一つにタイヤの空気圧がある。タイヤの空気圧を上げ、タイヤの転がり抵抗を減少させることで燃費が向上する。しかし、空気圧を上げると乗り心地や接地性（以下走行性能）が損なわれる。つまり、一般的な使用範囲において空気圧と走行性能はトレードオフの関係にある。この走行性能に対して、ばねマスダンパー系での検討や、車体剛性の影響について多数研究されてきた。これらの研究によって、ダンパーは走行性能に大きな影響を与えるものの一つであることが分かっている。しかし、多くの研究ではダンパーのヒステリシス特性などの過渡特性を考慮していないため、実現象と理論が大きなずれを生じることがある。

1.2 研究目的

本研究では、ダンパーの過渡特性を含めることで、より正確な車両運動モデルを作成する。このモデルを用いることで、“路面入力、メインスプリング、ダンパーの減衰特性”に着目した様々な条件下において、燃費と走行性能を高い次元で両立可能なタイヤの空気圧を予測可能な車両運動モデルを開発することを目的とする、

1.3 研究概要

車両運動モデルを構築するうえで、まず、ばねマスダンパー系の 2 自由度モデル(以下モデル A)を作成する。このモデルは、タイヤやホイールなどのばね下重量、メインスプリング、ダンパー、フレームなどのばね上重量で構成される。次にフレームの剛性、およびダンパーの非線形性及びヒステリシス特性を加えた拡張モデル（以下モデル B）を作成する。そしてこれらの振動解析モデルの結果と実験結果を比較し、これらのモデルの妥当性を確認する。

最後にこの拡張モデルから、車両運動モデルとして 2 輪モデルを作成する。2 輪モデルを用いて、燃費と走行性能を両立するタイヤ空気圧を調べる例を示す。

2. 車両運動モデルの開発

2.1 モデルの作成

本研究では、シミュレーションを行うためのモデルを MATLAB Simulink を用いて作成した。

ダンパーの非線形性をモデルに組み込むために、オリフィス特性における減衰力を方程式で表した。オリフィスの面積が流路に対して非常に小さく流速が速いため乱流となりオリフィス内の速度分布が均一であるとして^[3]ベルヌーイの式を適用する。連続の式も考慮して、 ρ :オイルの密度、 v :ストローク速度、 a :オリフィスの面積、 A :ピストンの断面積、 c :流量係数として、圧力損失 Δp は

$$\Delta p \simeq \frac{\rho A^2}{2c^2 a^2} v^2 \dots (1)$$

よって、発生する減衰力は

$$F = \frac{\rho A^3}{2c^2 a^2} v^2 \dots (2)$$

また、ダンパーのヒステリシス特性をモデルに組み込むために、減衰力の伝達の遅れを表した。中村ら^[4]によると、ピストン速度 v に対するシリンダ内とガス室内の圧力差 Δp の応答は、

A_p : ピストンロッドの断面積、 A_h : ピストンヘッドの受圧面積、 V : オイルの体積、 B_e : オイルの等価体積弾性係数、 C_v : フリーピストン(ガス室とシリンダーを区切るピストン)の摺動抵抗の減衰係数 とすると

$$\Delta p(s) = \frac{A_p}{\frac{V}{B_e}s + \frac{A_h}{C_v}} v(s) \dots (3)$$

で表される 1 次遅れ特性となる。また、静的減衰力を F_s 、動的減衰力を F_d 、バルブの質量を m_v 、バルブのバネ定数を k_v 、バルブの粘性減衰係数を c_v とする。バルブの動的特性を示す、慣性力と減衰力を考慮した運動方程式とバルブの静的特性を示す力のつり合いから、静的減衰力と動的減衰力は

$$F_d(s) = \frac{k_v}{m_v s^2 + c_v s + k_v} F_s(s) \dots (4)$$

の関係にある。

これらを用いて減衰力の非線形性およびヒステリシス特性を含んだダンパーのモデル B を作成した。

2.2 走行性能の定義

走行性能として、乗り心地とタイヤの接地性を考えた。乗員はモデルにおいてフレームの上端に固定されているとして、乗り心地はフレーム上端部の上下加速度として定義する。フレーム上端部の加速度が Janeway の基準以下となる状態を、乗り心地が維持されている状態とみなす。この基準では、1~6Hz では振動感覚は振動の躍度に比例し、乗り心地の許容限界値は 12.2[m/s³]、6~20Hz では、振動感覚は振動の加速度に比例し、許容限界値は 0.33[m/s²]となる^[6]。またタイヤの接地性を、地面からの垂直抗力(N)と、ばね上重量(m_2g)とばね下重量(m_1g)の和の比

$$\frac{N}{(m_1 + m_2)g} \quad \dots (5)$$

で定義し、この比の最小値が 0.95 を超えている状態を、タイヤの接地性が維持されていると解釈する。

3.1 モデルの妥当性の確認

まずは、作成したモデル A の結果を示す。図 1 は、地面の凹凸による振動を想定して、地面の変位としてホワイトノイズの振動を与えたときのばね下重量とばね上重量の相対変位の周波数特性を示したものである。なおメインスプリングのばね定数は $49000[\text{N/m}]$ を用いた。また、ダンパーの減衰係数は低速($\leq 1.25 \times 10^{-2}[\text{m/s}]$): $2.62 \times 10^5[\text{N} \cdot \text{s/m}]$, 高速($> 1.25 \times 10^{-2}[\text{m/s}]$): $1.56 \times 10^3[\text{N} \cdot \text{s/m}]$ と仮定する。

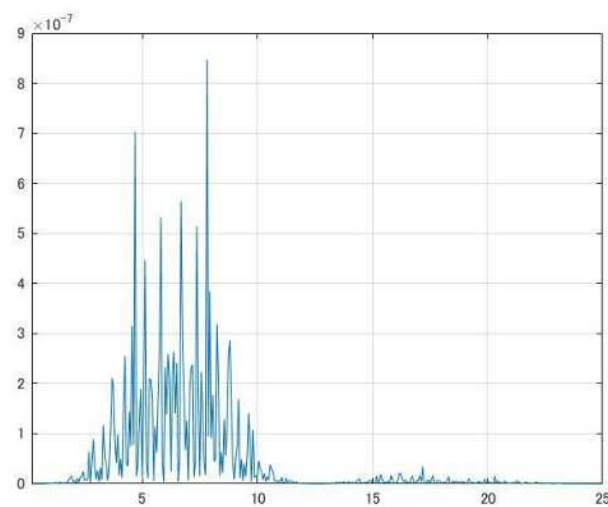


図 1.ダンパーの過渡特性などを含まない 2 自由度モデルの周波数特性

このグラフから、およそ 7Hz にピークがあることが分かる。

一方、モデル B による同様の解析結果を図 2 に示す。

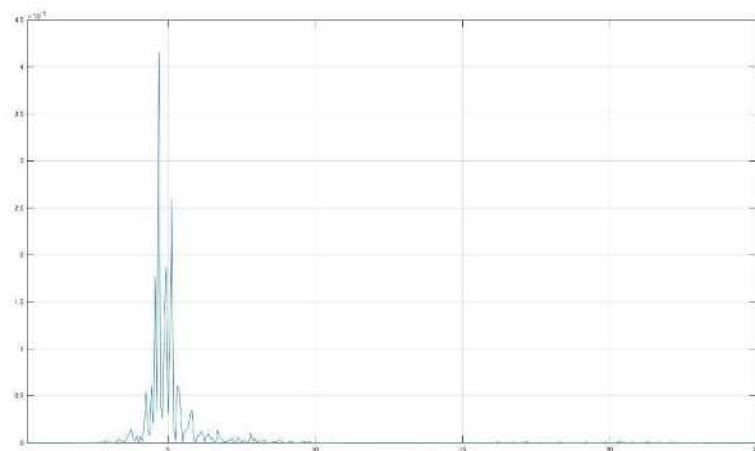


図 2.ダンパーの過渡特性などを含む 2 自由度モデルの周波数特性

このグラフから、およそ 5Hz にピークがあることが分かる。

最後に、モデル B の妥当性を確認するために実測テストを行った。このテストでは、本研究グループが全日本学生フォーミュラ大会に出場するために開発した小型フォーミュラレーシングカー OF-19（以下 OF-19）を用いて走行した。メインスプリングとしては 24500[N/m] および 49000[N/m] のバネ定数のバネを実験で用いた。タイヤのバネ定数は 1.32×10^5 [N/m] とした。また、ダンパーはバンプ・リバウンドのそれぞれについて減衰力を調整可能な ohlins 社の TTX25 Mk II を用いた。モデルに組み込むダンパーの特性は、同社が公表している実験データとの整合性が取れるように係数を調整した。

走行内容は、一種類のダンパーセッティングおよびバネにつき、直径 15.25m の円を時計回り、反時計回りにそれぞれ 5 周ずつ行うものとした。49000[N/m] のばねでタイヤの空気圧をゲージ圧 80[kPa] から 200[kPa] まで 20[kPa] 刻みで 7 セット、24500[N/m] ばねで内圧 100[kPa] と 160[kPa] で 2 セット、計 9 セットをダンパーセッティング 3 種類（調整域内で減衰力が最大となる減衰特性、低速側のみ調整域内で減衰力の最も小さい特性、高速側のみ調整域内で減衰力の最も小さい特性）で計 27 セット走行した。図 3 が走行時のばね下重量とばね上重量の相対変位の周波数スペクトルを表したグラフである。

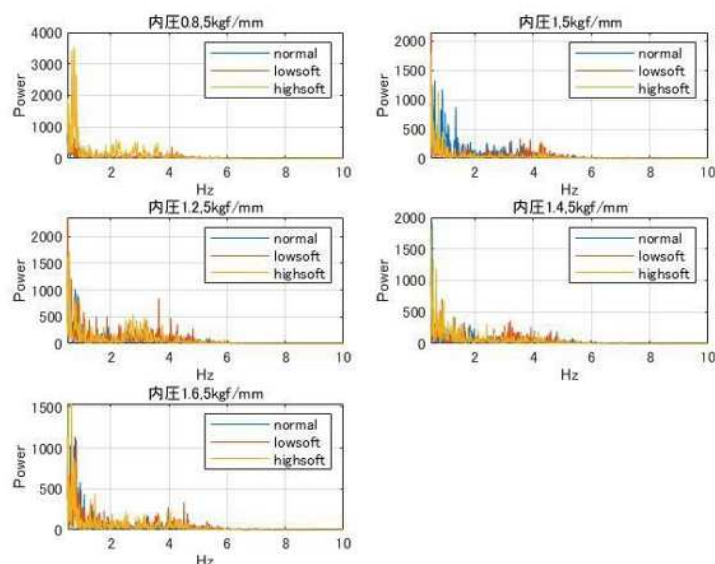


図 3 走行時のばね下重量とばね上重量の相対変位の周波数スペクトル

図 3 を見ると、タイヤ空気圧 100~140[kPa] において、およそ 3[Hz] においてピークが見られる。これは、ダンパーの過渡特性およびフレームの剛性を加えたモデルの計算結果により近い結果となったということが分かる。したがって、モデル B を用いて作成した 2 輪モデルは、モデル A を用いた 2 輪モデルに比べ、より精度の高い解析ができるモデルであると考えられる。

3.2 空気圧推定の例

以上より妥当性の確認できたモデル B を用いて、2 輪モデルを作成した。この車両モデルにより燃費と走行性能を両立する空気圧を推定した例を示す。一般に、転がり抵抗の低減のため、燃費は空気圧の上昇に伴い向上する。したがって、燃費と走行性能を両立する空気圧とは、走行性能を損なわない最大の空気圧と読み替えることができる。以下にメインスプリングのバネ定数を 6000[N/m] としたときの、空気圧と乗り心地およびタイヤの接地性の関係を表す図 4~7 を示す。

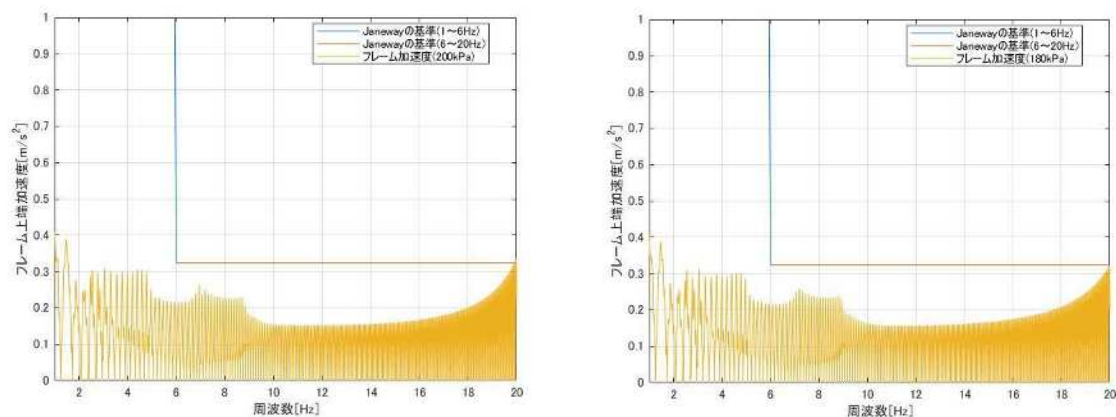


図 4.5. 乗り心地の基準を満たす最大の空気圧におけるシートの加速度の様子

図 4.5 より、およそ 20[Hz]においてタイヤ空気圧が 200[kPa]を超えると Janeway の基準を満たさなくなることがわかる。したがって、Janeway の基準を満たす最大の空気圧は 180[kPa]であると分かる。

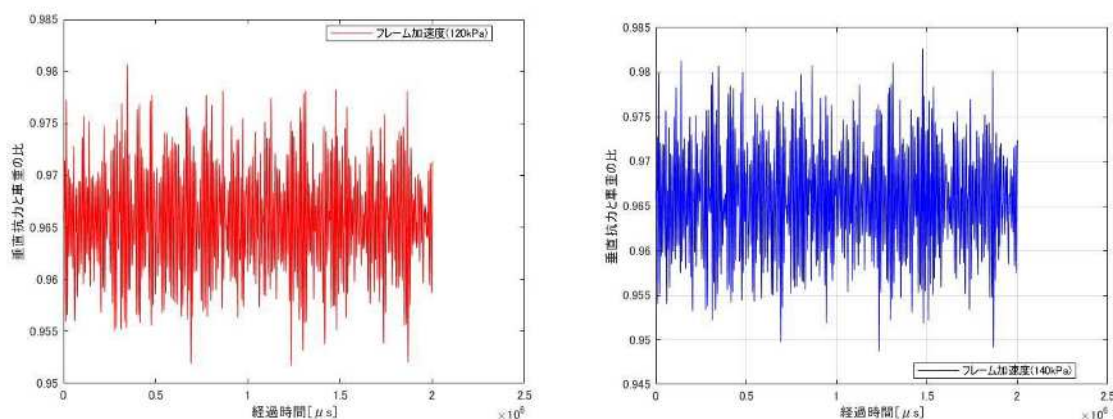


図 6.7. タイヤ空気圧 120[kPa]および 140[kPa]におけるタイヤの接地性の様子

また図 6.7 より、タイヤ空気圧が 140[kPa]より大きいと、高周波域における接地性が損なわれる。したがって、120[kPa]までは空気圧をあげてもタイヤの接地性を損なわないとみなせる。以上より、燃費と走行性能を両立させる空気圧は 120[kPa]と求まる。

4. 今後の展望

本研究で作成したモデルでは、ダンパーのヒステリシス特性や非線形性、フレームの剛性を考慮したが、タイヤの過渡特性などは考慮できていない。タイヤの過渡特性を考慮したより正確な車両運動モデルを作成することで、コーナリングにおける操舵の応答性の評価にも使用することができると考えられる。

5. 結論

ダンパーの過渡特性やフレームの剛性を含めることにより本研究で作成したモデルと実際の車両運動に十分な相関がみられるため、この車両運動モデルによって燃費と走行性能を両立する空気圧を様々な路面や振動特性の車両において求めることができる。

6. 謝辞

本研究においては、アドバイザー教員の石原尚先生また事務職員の山田佳美さんには本件へのアドバイス、予算執行にとどまらず、本研究グループが参加している学生フォーミュラプロジェクト全般にわたってご協力いただきました。本当にありがとうございます。また本学工学研究科機械工学専攻修士1年生の岡田健太郎さんには、車両運動モデルや実測テスト評価など多岐にわたってご助力いただきました。ありがとうございます。

このような研究の機会を得ることができたのは、本自主研究奨励事業を支えてくださる皆様のおかげであると感じております、大阪大学未来基金の皆様、本事業にかかわる教職員の皆様に厚く御礼申し上げます。

7. 参考文献

- [1] 安部正人 著 自動車の運動と制御（第二版） 株式会社 山海堂
- [2] 青山貴伸,蔵本一峰,森口肇 著 最新 使える！MATLAB 株式会社 講談社サイエンティフィク
- [3] 7 post lig ダンパー講座 閲覧日時:2019/11/05
URL:http://a011w.broad.jp/cantalwaysget/D_course/damper_course.html#jyokyu
- [4]車体制振ダンパーの減衰特性のモデル化(第2報)―動的条件下での減衰力特性― 自動車技術会論文集 Vol.49,No.3,May2018
- [5]鈴木浩明(1998)鉄道車両の振動乗り心地に関する人間科学的研究, 早稲田大学大学院人間科学研究科博士論文(鉄道総研報告特別 24 号採録)
- [6] 車の周波数応答関数を利用した路面性状評価の基礎的研究 土木学会第 56 回第 5 部門 pp.86-87 年次学術講演会 (平成 13 年 10 月)